

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 05-240331

(43)Date of publication of application : 17.09.1993

(51)Int.Cl.

F16H 61/00

F16H 9/00

(21)Application number : 04-073418

(71)Applicant : TOYOTA MOTOR CORP

(22)Date of filing : 24.02.1992

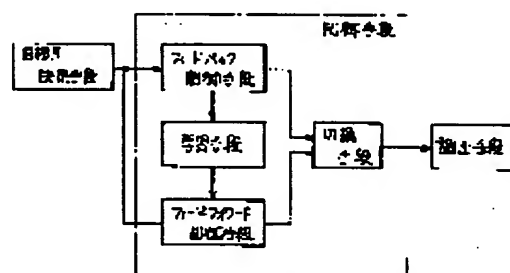
(72)Inventor : HAYASHI TAKASHI

(54) HYDRAULIC PRESSURE CONTROL DEVICE OF VEHICLE POWER TRANSMISSION DEVICE

(57)Abstract:

PURPOSE: To improve the accuracy in controlling the torque capacity control pressure by selecting a feedback control means and a feedforward control means according to the stable condition/transitional condition, and controlling a pressure-regulating means by the obtained control signal based on the specified formula in the respective control means.

CONSTITUTION: While a vehicle is driven, the target pressure of the torque capacity control pressure related to the transmitted torque capacity of a vehicle's power transmission device is determined based on the vehicle condition in a target pressure determining means. A pressure-regulating means of the torque capacity control pressure is controlled by a control means so that the deviation between this target pressure and the actual torque capacity control pressure may be eliminated. The control means is provided with a feedback control means to generate the control signal based on the formula including the integral terms to calculate the control quantity corresponding to the integrated value of the deviation, and a feedforward control means to generate the control signal based on the formula including the feedforward value and the learning-corrected value to obtain the target pressure, and these control means are selectively used by a switching means according to the stable condition/transitional condition.

**LEGAL STATUS**

[Date of request for examination] 30.06.1998

[Date of sending the examiner's decision of rejection] 19.12.2000

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

(11)特許出願公開番号

(43)公開日 平成5年(1993)9月17日

技術表示箇所

8207-3 J
9241-3 J

(71)出願人 000003207

トヨタ自動車株式会社
愛知県豊田市トヨタ町1番地

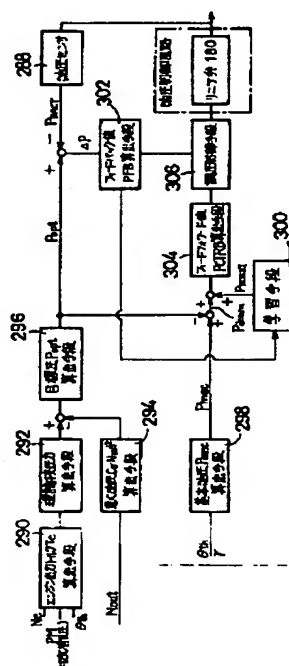
愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

(74) 代理人 弁理士 池田 治幸 (外2名)

(57) 【要約】

【構成】 第2ライン油圧 P_{12} の安定状態ではステップS11のフィードバック制御が選択されるが、第2ライン油圧 P_{12} の過渡状態ではステップS12のフィードフォワード制御が選択される。また、ステップS13の学習手段により、安定状態におけるフィードバック制御式の積分項の値に基づいてフィードフォワード制御式の学習補正値 P_{offset} が修正される。

【効果】 スロットル弁開度 θ_{11} 、CVT14の変速比 γ の急変時や、第2ライン油圧 P_{12} の過渡状態でも、フィードフォワード制御によってトルク容量制御圧が安定的に制御される。また、過渡時あるいは油圧センサ288の故障時において、フィードフォワード制御による第2ライン油圧 P_{12} 制御の精度が高められる。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 車両用動力伝達装置の伝達トルク容量に関連するトルク容量制御圧の目標圧を車両状態に基づいて決定する目標圧決定手段と、制御信号に基づいて前記トルク容量制御圧を調圧する調圧手段と、実際のトルク容量制御圧と前記目標圧との偏差が解消されるように前記制御信号を出力する制御手段とを備えた車両用動力伝達装置の油圧制御装置であって、前記制御手段が、前記偏差の積分値に対応した制御量を算出する積分項を含むフィードバック制御式に基づいて前記制御信号を発生させるフィードバック制御手段と、前記目標圧を得るためのフィードフォワード値と該フィードフォワード値を補正するための学習補正值を含むフィードフォワード制御式に基づいて前記制御信号を発生させるフィードフォワード制御手段と、前記トルク容量制御圧の安定状態では前記フィードバック制御手段を選択し、該トルク容量制御圧の過渡状態では前記フィードフォワード制御手段を選択する切換手段と、前記トルク容量制御圧の安定状態における前記フィードバック制御式の積分項の値に基づいて前記フィードフォワード制御式の学習補正值を修正する学習手段とを、含むことを特徴とする車両用動力伝達装置の油圧制御装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】 本発明は、車両用動力伝達装置の油圧制御装置に関するものである。

【0002】

【従来の技術】 所謂A/Tとして知られる有段式自動変速機、所謂C/V Tとして知られる無段式変速機、摩擦式自動クラッチなどの車両用動力伝達装置において、摩擦クラッチや伝動ベルトなどの動力伝達部材の摩擦係合力が必要かつ充分となるようにするために伝達トルク容量制御圧が用いられている。この伝達トルク容量制御圧は、たとえばライン圧とも称される場合があり、動力を伝達する部材を相互に押圧するためのアクチュエータの元圧として用いられるから、車両用動力伝達装置の伝達トルク容量に直接的に関連するものがある。

【0003】 従来の車両用動力伝達装置の油圧制御装置では、その動力伝達装置の伝達トルク容量に関連するトルク容量制御圧の目標圧を車両状態に基づいて決定する目標圧決定手段と、制御信号に基づいて前記トルク容量制御圧を調圧する調圧手段と、実際のトルク容量制御圧と前記目標圧との偏差が解消されるように前記制御信号を出力する制御手段とが備えられており、たとえば動力伝達装置の入力トルクに応じた伝達トルク容量が得られるようになっている。たとえば、本出願人が先に出願した特願平2-255757号の明細書に記載されている車両用無段変速機の油圧制御装置がそれである。

【0004】

【発明が解決すべき課題】 ところで、上記従来の油圧制御装置では、実際のトルク容量制御圧と目標圧との偏差に基づいてフィードバック制御式から制御操作量を決定するフィードバック制御手段により、トルク容量制御圧すなわちライン圧が制御される。しかし、車両のアクセル操作量が変化させられた場合や自動変速機の変速が実行された場合、或いは変速制御弁、ロックアップクラッチ制御弁などがデューティ駆動されているときのような外乱の大きい場合などのトルク容量制御圧の過渡状態では、上記トルク容量制御圧のフィードバック制御が不安定となる欠点があった。

【0005】 本発明は以上の事情を背景として為されたものであり、その目的とするところは、トルク容量制御圧の過渡でもトルク容量制御圧の制御が安定となる車両用動力伝達装置の油圧制御装置を提供することにある。

【0006】

【課題を解決するための手段】 斯る目的を達成するための本発明の要旨とするところは、図1の発明の要旨図に示すように、車両用動力伝達装置の伝達トルク容量に関連するトルク容量制御圧の目標圧を車両状態に基づいて決定する目標圧決定手段と、制御信号に基づいて前記トルク容量制御圧を調圧する調圧手段と、実際のトルク容量制御圧と前記目標圧との偏差が解消されるように前記制御信号を出力する制御手段とを備えた車両用動力伝達装置の油圧制御装置であって、前記制御手段が、(a) 前記偏差の積分値に対応した制御量を算出する積分項を含むフィードバック制御式に基づいて前記制御信号を発生させるフィードバック制御手段と、(b) 前記目標圧を得るためのフィードフォワード値とそのフィードフォワード値を補正するための学習補正值を含むフィードフォワード制御式に基づいて前記制御信号を発生させるフィードフォワード制御手段と、(c) 前記トルク容量制御圧の安定状態では前記フィードバック制御手段を選択し、そのトルク容量制御圧の過渡状態では前記フィードフォワード制御手段を選択する切換手段と、(d) 前記トルク容量制御圧の安定状態における前記フィードバック制御式の積分項の値に基づいて前記フィードフォワード制御式の学習補正值を修正する学習手段とを、含むことにある。

【0007】

【作用および発明の効果】 このようにすれば、切換手段により、トルク容量制御圧の安定状態では前記フィードバック制御手段が選択され、トルク容量制御圧の過渡状態では前記フィードフォワード制御手段が選択されるので、車両のアクセル操作量が変化させられた場合や自動変速機の変速が実行された場合、或いは変速制御弁、ロックアップクラッチ制御弁などがデューティ駆動されているときのような外乱の大きい場合などのトルク容量制御圧の過渡状態においては、フィードフォワード制御に

3

よってトルク容量制御圧が安定的に制御される。

【0008】また、学習手段により、トルク容量制御圧の安定状態における前記フィードバック制御式の積分項の値に基づいて前記フィードフォワード制御式の学習補正値が修正されることから、フィードフォワード制御式によるオープンループ制御におけるトルク容量制御圧制御の精度が高められ、目標圧に近い値が好適に得られる。

【0009】

【実施例】以下、本発明の一実施例を図面に基づいて詳細に説明する。図2において、エンジン10の動力は、ロックアップクラッチ付流体継手12、ベルト式無段変速機（以下、CVTという）14、前後進切換装置16、中間ギヤ装置18、および差動歯車装置20を経て駆動軸22に連結された駆動輪24へ伝達されるようになっている。

【0010】流体継手12は、エンジン10のクランク軸26と接続されているポンプ羽根車28と、CVT14の入力軸30に固定されポンプ羽根車28からのオイルにより回転させられるタービン羽根車32と、ダンパ34を介して入力軸30に固定されたロックアップクラッチ36と、係合側油室33および解放側油室35とを備えている。流体継手12内は常時作動油で満たされており、たとえば車速が所定値以上となったとき、或いはポンプ羽根車28とタービン羽根車32との回転速度差が所定値以下になると係合側油室33へ作動油が供給されるとともに解放側油室35から作動油が流出されることにより、ロックアップクラッチ36が係合して、クランク軸26と入力軸30とが直結状態とされる。反対に、上記車速が所定値以下になったとき、或いは上記回転速度差が所定値以上になると、解放側油室35へ作動油が供給されるとともに係合側油室33から作動油が流出されることにより、ロックアップクラッチ36が解放される。

【0011】CVT14は、その入力軸30および出力軸38にそれぞれ設けられた同径の変速プーリ40および42と、それら変速プーリ40および42に巻き掛けられた伝動ベルト44とを備えている。変速プーリ40および42は、入力軸30および出力軸38にそれぞれ固定された固定回転体46および48と、入力軸30および出力軸38にそれぞれ軸方向の移動可能かつ軸回りの相対回転不能に設けられた可動回転体50および52とから成り、可動回転体50および52が油圧アクチュエータとして機能する一次側油圧シリンダ54および二次側油圧シリンダ56によって移動させられることによりV溝幅すなわち伝動ベルト44の掛り径（有効径）が変更されて、CVT14の変速比 γ （＝入力軸30の回転速度 N_{i1} ／出力軸38の回転速度 N_{o1} ）が変更されるようになっている。変速プーリ40および42は同径であるため、上記油圧シリンダ54および56は同様の

4

受圧面積を備えている。通常、油圧シリンダ54および56のうちの従動側に位置するものの圧力は専ら伝動ベルト44の張力を最適に維持するために作動させられる。

【0012】前後進切換装置16は、よく知られたダブルピニオン型遊星歯車機構であって、その出力軸58に固定されたキャリア60により回転可能に支持され且つ互いに噛み合う一対の遊星ギヤ62および64と、前後進切換装置16の入力軸（CVT14の出力軸）38に固定され且つ内周側の遊星ギヤ62と噛み合うサンギヤ66と、外周側の遊星ギヤ64と噛み合うリングギヤ68と、リングギヤ68の回転を停止するための後進用ブレーキ70と、上記キャリア60と前後進切換装置16の入力軸38とを連結する前進用クラッチ72とを備えている。後進用ブレーキ70および前進用クラッチ72は油圧により作動させられる形式の摩擦係合装置であって、それらが共に係合しない状態では前後進切換装置16が中立状態とされて動力伝達が遮断される。しかし、前進用クラッチ72が係合させられると、CVT14の出力軸38と前後進切換装置16の出力軸58とが直結されて車両前進方向の動力が伝達される。また、後進用ブレーキ70が係合させられると、CVT14の出力軸38と前後進切換装置16の出力軸58との間で回転方向が反転されるので、車両後進方向の動力が伝達される。

【0013】図3は、車両用動力伝達装置を制御するための図2の油圧制御回路の要部を詳しく示している。その他の部分は、たとえば特開平2-212658号公報に記載されたものと同様である。

【0014】図3において、オイルポンプ74は本油圧制御回路の油圧源を構成するものであって、流体継手12のポンプ羽根車28に一体的に連結されることにより、クランク軸26によって常時回転駆動されるようになっている。オイルポンプ74は図示しないオイルタンク内へ還流した作動油をストレーナ76を介して吸入し、また、戻し油路78を介して戻された作動油を吸入して第1ライン油路80へ圧送する。本実施例では、第1ライン油路80内の作動油がリリーフ型式の第1調圧弁100によって戻し油路78およびロックアップクラッチ圧油路92へ漏出させられることにより、第1ライン油路80内の第1ライン油圧 P_{11} が調圧されるようになっている。また、減圧弁型式の第2調圧弁102によって第1ライン油圧 P_{11} が減圧されることにより第2ライン油路82内の第2ライン油圧 P_{12} が調圧されるようになっている。この第2ライン油圧 P_{12} は、伝動ベルト44に対する挟圧力を制御するために調圧されるから、本実施例のベルト張力制御圧、すなわちCVT14のトルク容量制御圧に対応する。

【0015】まず、第2調圧弁102について説明する。第2調圧弁102は、第1ライン油路80と第2ラ

5

イン油路82との間を開閉するスプール弁110、スプリングシート112、リターンスプリング114、プランジャ116を備えている。スプール弁110の軸端には、順に径が大きい第1ランド118、第2ランド120、第3ランド122が順次形成されている。第2ランド120と第3ランド122との間には第2ライン油圧 P_{12} がフィードバック圧として絞り124を通して導入される室126が設けられており、スプール弁110が第2ライン油圧 P_{12} により閉弁方向へ付勢されるようになっている。また、スプール弁110の第1ランド118の端面側には、絞り128を介して後述の変速比圧 P_r が導かれる室130が設けられており、スプール弁110が変速比圧 P_r により閉弁方向へ付勢されるようになっている。第2調圧弁102内においてはリターンスプリング114の開弁方向の付勢力がスプリングシート112を介してスプール弁110に付与されている。また、プランジャ116の端面側には後述のスロットル圧 P_{11} を作用させるための室132が設けられて、スプール弁110がこのスロットル圧 P_{11} により開弁方向へ付勢されるようになっている。そして、スプール弁110の第1ランド118と第2ランド120との間には、後述のリニア弁180から出力される出力信号圧 P_{s11} が導かれる室136が設けられており、スプール弁110が変速比圧 P_r により閉弁方向へ付勢されるようになっている。

【0016】したがって、第1ランド118の受圧面積を A_1 、第2ランド120の断面の面積を A_2 、第3ランド122の断面の面積を A_3 、プランジャ116のランド117の受圧面積を A_4 、リターンスプリング114の付勢力を W とすると、スプール弁110は以下に示す数式1が成立する位置において基本的に平衡させられる。すなわち、スプール弁110が数式1にしたがって移動させられることにより、ポート134aに導かれている第1ライン油路80内の作動油がポート134bを介して第2ライン油路82へ流入させられる状態と、ポート134bに導かれている第2ライン油路82内の作動油がドレンに連通するドレンポート134cへ流される状態とが繰り返されて、第2ライン油圧 P_{12} が発生させられるのである。上記第2ライン油路82は比較的閉じられた系であり、第2調圧弁102は上記のように相対的に高い油圧である第1ライン油圧 P_{11} が減圧されることにより図4に示す圧が発生させるのである。

【0017】

【数1】

$$P_{11} = (A_4 \cdot P_{12} + W - A_1 \cdot P_r - (A_2 - A_1)P_{s11}) / (A_3 - A_2)$$

【0018】第1調圧弁100は、スプール弁140、スプリングシート142、リターンスプリング144、第1プランジャ146、およびその第1プランジャ146の第2ランド155と同径の第2プランジャ148をそれぞれ備えている。スプール弁140は、第1

6

ライン油路80に連通するポート150aとドレンポート150bまたは150cとの間を開閉するものであり、その第1ランド152の端面にフィードバック圧としての第1ライン油圧 P_{11} を絞り151を介して作用させるための室153が設けられており、この第1ライン油圧 P_{11} によりスプール弁140が開弁方向へ付勢されるようになっている。スプール弁140と同軸に設けられた第1プランジャ146の第1ランド154と第2ランド155との間にはスロットル圧 P_{11} を導くための室156が設けられており、また、第2ランド155と第2プランジャ148との間には一次側油圧シリンダ54内の油圧 P_{11} を油路161を介して導くための室157が設けられており、さらに第2プランジャ148の端面には第2ライン油圧 P_{12} を導くための室158が設けられている。前記リターンスプリング144の付勢力は、スプリングシート142を介してスプール弁140に閉弁方向に付与されているので、スプール弁140の第1ランド152の受圧面積を A_5 、第1プランジャ146の第1ランド154の断面積を A_6 、第2ランド155および第2プランジャ148の断面積を A_7 、リターンスプリング144の付勢力を W とすると、スプール弁140は以下の数式2が成立する位置において平衡させられ、第1ライン油圧 P_{11} が調圧される。

【0019】

【数2】

$$P_{11} = ((P_{12} \text{ or } P_{12}) \cdot A_7 + P_{11}(A_6 - A_7) + W) / A_5$$

【0020】上記第1調圧弁100において、一次側油圧シリンダ54内油圧 P_{11} が第2ライン油圧 P_{12} (定常状態では P_{12} =二次側油圧シリンダ56内油圧 P_{s11})よりも高い場合には、第1プランジャ146と第2プランジャ148との間が離間して上記一次側油圧シリンダ54内油圧 P_{11} による推力がスプール弁140の開弁方向に作用するが、一次側油圧シリンダ54内油圧 P_{11} が第2ライン油圧 P_{12} よりも低い場合には、第1プランジャ146と第2プランジャ148とが当接することから、上記第2プランジャ148の端面に作用している第2ライン油圧 P_{12} による推力がスプール弁140の開弁方向に作用する。すなわち、一次側油圧シリンダ54内油圧 P_{11} と第2ライン油圧 P_{12} とを受ける第2プランジャ148がそれらの油圧のうちの高い方の油圧に基づく作用力をスプール弁140の開弁方向に作用させるのである。なお、スプール弁140の第1ランド152と第2ランド159との間に設けられた室160はドレンへ開放されている。

【0021】前記スロットル圧 P_{11} は、図5に示すようにスロットル弁開度 θ_{11} を表す信号圧であって、スロットルカム14の回動位置に関連して作動させられる図示しないスロットル開度検知弁から発生されている。また、変速比圧 P_r は、図6に示すようにCVT14の変速比 γ を表す信号圧であって、可動回転体50または52の軸

方向位置に関連して作動させられる図示しない変速比検知弁から発生されている。この変速比検出弁は、第2ライン油路82からオリフィスを通して供給される第2ライン油圧 P_{12} の作動油の逃がし量を変化させることにより変速比圧 P_r を発生させるものであるから、変速比圧 P_r は第2ライン油圧 P_{12} 以上の値となることが制限されている一方、数式1に従って作動する第2調圧弁102では変速比圧 P_r の減少に伴って第2ライン油圧 P_{12} を増加させる。このため、変速比圧 P_r が所定値まで増加して第2ライン油圧 P_{12} と等しくなると、それ以降は両者ともに飽和して一定となる。図4の直線は、第2調圧弁102において変速比圧 P_r に関連して数式1に従って調圧される基本油圧(第2ライン油圧 P_{12} の最大値) $P_{s..}$ の変化特性を示している。上記第2調圧弁102の弁機構により得られる基本油圧 $P_{s..}$ は、第2調圧弁102のスプール弁子110やプランジャ116の受圧面積等に関連して機械的に定まる値であり、理想圧 $P_{s..}$ よりも充分に高く設定されている。

【0022】前記第1調圧弁100により調圧された第1ライン油圧 P_{11} および第2調圧弁102により調圧された第2ライン油圧 P_{12} は、CVT14の変速比 γ を調節するために、変速方向切換弁および流量制御弁から構成された図示しない変速制御弁装置により一次側油圧シリンダ54および二次側油圧シリンダ56の一方および他方へ供給されている。

【0023】リニア弁180は、図示しない調圧弁によって第1ライン油圧 P_{11} から一定の値に調圧されたモジュレート圧 $P_{s..}$ を元圧として用いることにより出力信号圧 $P_{s..11}$ を発生させるものであり、パルプボデー182のシリンダボア184内に摺動可能に嵌め入れられたスプール弁子186と、電子制御装置260から供給される駆動電圧信号(制御信号値)Dによって励磁されるリニアソレノイド188と、このリニアソレノイド188の励磁状態に関連して発生する電磁力に基づいてスプール弁子186を昇圧側へ付勢するコア190と、スプール弁子186を降圧側へ付勢するスプリング192と、スプール弁子186を降圧側へ付勢するために前記出力信号圧 $P_{s..11}$ が導かれるフィードバック油室194とを備えている。上記スプール弁子186は、コア190から付与される昇圧側への付勢力とスプリング192から付与される降圧側への付勢力とが平衡する位置へ移動するように作動させられることにより、図7に示す出力特性に従い、電子制御装置260から供給される駆動電圧信号Dに基づいて出力信号圧 $P_{s..11}$ を変化させる。このようにして出力される信号圧 $P_{s..11}$ が、リニア弁180の出力ポート196から第2調圧弁102の室136へ供給されることにより、基本油圧 $P_{s..}$ から所定の低下圧 $P_{s..11}$ だけ低くされた目標圧 $P_{s..11}$ が第2調圧弁102から出力させられる。

【0024】上記リニア弁180の駆動電圧信号Dは、

リニア弁180のヒステリシスを除去し且つ作動を安定化するために、たとえば300Hz程度の周波数でそのデューティ比 D_{d11} がたとえば0%から100%まで変化させられるパルス信号とされているが、リニアソレノイド188に実際に流れる駆動電流 $I_{s..11}$ はそのリニアソレノイド188のインダクタンスの影響により鋸歯状に変化する連続的な電流であって、上記駆動電圧信号Dのデューティ比 D_{d11} に直接的に対応してその平均電流値が変化し、上記駆動電圧信号Dのデューティ比 D_{d11} に直接的に対応する。

【0025】第2図に戻って、電子制御装置260は、前記変速方向切換弁および流量制御弁を制御するための第1電磁弁262および第2電磁弁264、図示しないクラッチ制御弁を制御する第3電磁弁266、リレー弁を制御するための第4電磁弁268、前記リニア弁180を選択的に駆動することにより、CVT14の変速比 γ 、流体継手12のロックアップクラッチ36の係合状態、第2ライン油圧 P_{12} の上昇あるいは低下などを制御するとともに、伝動ベルト44の張力制御圧である第2ライン油圧 P_{12} の最適制御を実行する。

【0026】電子制御装置260は、CPU、RAM、ROM等から成る所謂マイクロコンピュータを備えており、それには、駆動輪24の回転速度を検出する車速センサ272、CVT14の入力軸30および出力軸38の回転速度をそれぞれ検出する入力軸回転センサ274および出力軸回転センサ276、エンジン10の吸気配管に設けられたスロットル弁の開度を検出するスロットルセンサ278、シフトレバー280の操作位置を検出するための操作位置センサ282、ブレーキペダルの操作を検出するためのブレーキスイッチ284、エンジン10の回転速度 N_e を検出するためのエンジン回転センサ286、第2調圧弁102の出力圧、すなわち第2ライン油圧 P_{12} を検出する油圧センサ288から、車速SPDを表す信号、入力軸回転速度 N_{i1} を表す信号、出力軸回転速度 N_{o1} を表す信号、スロットル弁開度 θ_{11} を表す信号、シフトレバー280の操作位置 P を表す信号、ブレーキ操作を表す信号、エンジン回転速度 N_e を表す信号、油圧センサ288の出力圧 $P_{s..}$ (基本油圧 $P_{s..}$)を表す信号がそれぞれ供給される。電子制御装置260内のCPUは、RAMの一時記憶機能を利用しつつROMに予め記憶されたプログラムに従って入力信号を処理し、前記第1電磁弁262、第2電磁弁264、第3電磁弁266、第4電磁弁268、リニア弁180を駆動するための信号を出力する。

【0027】以下、上記電子制御装置260の制御作動の要部、すなわち第2ライン油圧 P_{12} を理想圧 $P_{s..11}$ と一致させるための第2ライン油圧最適制御を図8のフローチャートを用いて詳細に説明する。図8の図示しないステップにて、各センサからの入力信号等が読み込まれる一方、その読み込まれた信号に基づいて入力軸30の

回転速度 N_{11} 、出力軸38の回転速度 N_{38} 、CVT14の変速比 γ 、車速SPD等が算出される。

【0028】図8のステップS1では、予め記憶された数式3に示す関係から、実際の入力トルク T_{11} 、実際の伝動ベルト44の掛り径 D_{11} および出力軸回転速度 N_{38} に基づいて、伝動ベルト44の滑りが発生しない範囲で入力トルクを十分に伝達することができる最適な目標圧（理想圧） P_{001} が算出される。すなわち、このステップS1が本発明の目標圧決定手段に相当する。なお、数式3の右辺第2項は遠心油圧の補正項であり、右辺第3項は余裕値である。また、 C_1 および C_2 は定数である。また、上記入力トルク T_{11} すなわちエンジン10の出力トルク T_e は、たとえばよく知られた式からエンジン回転速度 N_e （ $=N_{10}$ ）およびスロットル弁開度 θ_{11} 、或いはそれに吸気管負圧PMを加えたパラメータに基づいて算出され、上記伝動ベルト44の掛り径 D_{11} はCVT14の実際の変速比 γ （ $=$ 入力軸30の回転速度 N_{10} ／出力軸38の回転速度 N_{38} ）から算出される。

【0029】

【数3】

$$P_{001} = C_1 \cdot T_{11} / D_{11} - C_2 \cdot N_{38}^2 + \Delta P$$

【0030】続くステップS2では、前記第2調圧弁102において機械的に定まる基本油圧 P_{002} が数式4に示す予め記憶された関係から実際のスロットル圧 P_{11} および変速比 γ に基づいて算出される。この数式4に示す関係は、図4の直線に示すものであり、たとえばデータマップとして記憶されている。

【0031】

【数4】

$$P_{002} = f(\gamma, \theta_{11})$$

【0032】続くステップS3では、上記ステップS2において数式4から算出された基本油圧 P_{002} と上記ス*

$$D_{011} = \alpha (P_{002} + P_{H0021})$$

$$+ \alpha (k_p \Delta P + k_i \int \Delta P dt + k_d \cdot d\Delta P / dt)$$

【0036】

【数7】

$$D_{011} = \alpha (P_{002} + P_{H0021})$$

【0037】次いで、ステップS5乃至S10において40 車両の安定状態であるか否かが判断される。すなわち、先ずステップS5では、CVT14の急変速モードであるか否かが判断され、ステップS6では、第2電磁弁264をデューティ駆動することによりCVT14の変速比 γ を中間速度で変化させるデューティ変速モードであるか否かが判断され、ステップS7では、ロックアップクラッチ36の係合制御を実行するためのクラッチ制御弁を制御する第3電磁弁266のデューティ駆動作動中であるか否かが判断され、ステップS8では、スロットル弁開度 θ_{11} の変化速度 $d\theta_{11}/dt$ が所定値 ε より大

*ステップS1において算出された目標圧 P_{001} との差、すなわち目標圧 P_{001} を得るための低下圧 P_{d001} が数式5から算出される。図4のA、B、Cはその低下圧 P_{d001} をそれぞれ示している。

【0033】

【数5】

$$P_{d001} = P_{001} - P_{002}$$

【0034】次いで、ステップS4では、後述のステップS11のフィードバック制御において用いられるフィードバック制御式或いは後述のステップS12のフィードフォワード制御において用いられるフィードフォワード制御式にそれぞれ含まれるフィードフォワード項（フィードフォワード値PCTRB）が算出される。上記フィードバック制御式およびフィードフォワード制御式は、たとえば数式6および数式7に示すものであり、上記フィードフォワード値PCTRB（油圧換算値）は、数式6の右辺第1項、および数式7の右辺に示す（ $P_{d001} + P_{H0021}$ ）である。なお、上記数式6のフィードバック制御式において、 ΔP は制御偏差（ $P_{d001} - P_{001}$ ）であり、 α は油圧換算値をデューティ比 D_{011} に換算するための係数であり、 P_{H0021} は学習補正值であり、 k_p は比例定数、 k_i は積分定数、 k_d は微分定数である。フィードフォワード値PCTRBに含まれる上記学習補正值 P_{H0021} は、たとえば図9に示すように、エンジン10の負荷量に対応するスロットル弁開度 θ_{11} とリニア弁180の駆動電圧Dのデューティ比 D_{011} とをパラメータとする二次元マップとして予めRAM内に記憶されている。この二次元マップの記憶値SRAM₀₀₁は、後述のステップS13において実行される学習ルーチンにより更新される。

【0035】

【数6】

きいか否かが判断され、ステップS9では、作動油温度 T_{011} が所定値 T_0 よりも低いかが判断され、ステップS10では、学習制御異常であるか否かが判断される。

【0038】上記ステップS5はCVT14の変速比 γ が急速に変化する変速比過渡状態を判断するためのものであり、上記ステップS6、S7は、デューティ制御によって第2ライン圧 P_{12} に脈動が発生するおそれがある期間を判断するためのものであり、上記ステップS8はスロットル弁開度 θ_{11} が急激に変化するスロットル弁開度過渡状態を判断するためのものであり、上記ステップS9は油圧制御回路の作動油温度 T_{011} が低くて粘性が高く、第2調圧弁102などの正常な調圧作動が期待できない状態を判断するためのものである。また、上記ス

テップS10は、油圧センサ288の異常などを判断するためのものである。

【0039】上記ステップS5乃至S10のいずれかの判断が肯定された場合には、第2ライン圧 P_{12} の過渡状態であるので、ステップS12のフィードフォワード制御が前記数式7にしたがって実行されるが、上記ステップS5乃至S10のすべての判断が否定された場合には、第2ライン圧 P_{12} の安定状態であるので、ステップS11のフィードバック制御が前記数式6にしたがって実行される。上記ステップS12のフィードフォワード制御では、前記ステップS4において求められたフィードフォワード値PCTRB（油圧換算値）に α を乗算することにより、フィードフォワード制御の操作量である駆動電圧Dのデューティ比 D_{11} が算出される。

【0040】図10は、上記フィードバック制御を詳しく説明するフローチャートである。図において、ステップS111では、油圧センサ288により検出された検出圧 P_{d11} 、すなわち実際の第2ライン油圧 P_{12} が読み込まれるとともに、ステップS112では、制御偏差 $\Delta P (= P_{d11} - P_{001})$ が算出される。次いで、ステップS113では、フィードバック制御値PFBが算出される。このフィードバック制御値PFB（油圧換算値）は、前記数式6の右辺第2項の括弧内に示す比例項の値 T_{PFD} 、積分項の値 T_{IFD} 、微分項の値 T_{DFD} の合計である。それらの値 T_{PFD} 、 T_{IFD} 、 T_{DFD} は数式8、数式9、数式10に示すものである。

【0041】

【数8】

$$T_{PFD} = k_p \cdot \Delta P$$

【0042】

【数9】

$$T_{IFD} = k_i \int \Delta P dt$$

【0043】

【数10】

$$T_{DFD} = k_d \cdot d\Delta P / dt$$

【0044】次いで、ステップS114では、前記ステップS4において求められたフィードフォワード値PCTRBと上記ステップS113において求められたフィードバック制御値PFBとが加算され、且つそれに係数 α が乗算されることにより、フィードバック制御の操作量である駆動電圧Dのデューティ比 D_{11} が算出された後、続くステップS115でそれが出力される。

【0045】次いで、ステップS13では、前記学習補正值 P_{00SEI} を更新するための学習ルーチンが図11に示すフローチャートにしたがって実行される。図においては、まず、学習の前提条件が整っているか否かを調べるために第2ライン油圧 P_{12} のフィードバック制御が安定状態にあるか否かがステップS131乃至S133に

より判断される。すなわち、ステップS131では、前記ステップS11のフィードバック制御が実行中であるか否かが判断され、ステップS132では、制御偏差 $\Delta P (= P_{d11} - P_{001})$ の絶対値が予め設定された値Eより小さいか否かが判断され、ステップS133では、上記ステップS132の肯定判断が予め設定された時間h秒以上持続しているか否かが判断される。上記判断基準値Eおよび判断基準時間h秒は、フィードバック制御が安定状態にあることを判断するための偏差値範囲および持続時間を示すものであり、たとえば判断基準値Eは3乃至7 kg/cm²程度の値、判断基準時間hは1乃至3秒程度の値が採用される。

【0046】上記ステップS131乃至S133の判断のいずれかが否定された場合には、本学習ルーチンが終了させられる。しかし、それらステップS131乃至S133の判断がすべて肯定された場合には、ステップS134において図12に示す学習項参照ルーチンが実行される。図12のステップS1341では、その時の実際のスロットル弁開度 θ_{11} および駆動電圧信号Dのデューティ比 D_{11} が読み込まれると同時に、それらスロットル弁開度 θ_{11} およびデューティ比 D_{11} に基づいて格子点 (m', n') が算出される。次いで、ステップS1342では、予めRAMに記憶された図9に示す二次元マップから上記格子点 (m', n') に該当する記憶値 $SRAM_{m', n'}$ が読み出される。

【0047】図11に戻って、ステップS135では、数式6に示すフィードバック制御式の積分項の値 T_{IFD} が予め設定された下限値-L以上であるか否かが判断され、そのステップS135の判断が肯定された場合には、ステップS136において上記積分項の値 T_{IFD} が予め設定された上限値+L以上であるか否かが判断される。上記ステップS135の判断が否定された場合には、ステップS137においてそれまでの記憶値 $SRAM_{m', n'}$ から「1」を減算する。また、上記ステップS136の判断が否定された場合には、ステップS138においてそれまでの記憶値 $SRAM_{m', n'}$ を保持する。また、上記ステップS136の判断が肯定された場合には、ステップS139においてそれまでの記憶値 $SRAM_{m', n'}$ に「1」を加算する。すなわち、安定制御状態の積分項の値 T_{IFD} が下限値-Lから上限値Lまでの範囲内であれば、記憶値 $SRAM_{m', n'}$ はそれまでの値に保持されるが、下限値-Lを下まわると記憶値 $SRAM_{m', n'}$ がそれまでより小さい値に更新され、上限値Lを上まわると記憶値 $SRAM_{m', n'}$ がそれまでより大きい値に更新されるのである。

【0048】上記の学習補正によって、安定制御状態の積分項の値 T_{IFD} に基づいて記憶値 $SRAM_{m', n'}$ が更新され或いは保持されると、その値が異常値であるか否かが続くステップS1310において判断される。この異常値は、電氣的に検出できないリニア弁180のフェイ

ルなどに起因して正常時の種々のばらつきではあり得ない値となったことを示すものであって、たとえば所定の上限值および下限値により示される正常範囲を超えたことを以て判断される。そして、ステップS1311では、上記の値が異常値でなければそのまま前記二次元マップに格納されるが、異常値であれば、その初期値が格納されて、本ルーチンが終了させられる。

【0049】以上のステップが繰り返し実行される結果、数式6に示す制御式によるクローズドループ制御が継続される過程で、h秒間に1回の割合で記憶値SRA M₁が1ずつ更新されるとともに、その記憶値SRA M₁の更新によって学習補正值P_{EOSE1}が変化させられる結果、前記積分項の値T_{11D}が小さくなる方向に変化させられる。そして、その積分項の値T_{11D}が所定の範囲(+L~-L)内となるまで、その学習が継続されるのである。その所定の範囲(+L~-L)は、たとえば積分項の値T_{11D}が「0」値またはそれに近い値となったときにその範囲内となるように決定される。

【0050】図13は、本実施例と同様の機能を備えた装置の制御ブロック線図である。図において、エンジン出力トルク算出手段290により前記と同様に算出されたエンジン出力トルクT_eが算出され、伝動ベルト44の理論挾圧力を発生させるために理論挾圧力算出手段292により算出された油圧値C₁・T_e/D₁と、遠心油圧算出手段294により算出された遠心油圧値C₂・N₀₁²とから、目標圧算出手段296において目標圧P₀₁が算出される。フィードバック値算出手段302は制御偏差ΔPを解消するためのフィードバック値PFBを算出する。学習手段300は、フィードバック値算出手段302からの安定制御状態におけるフィードバック制御式の積分項の値に基づいて学習補正值P_{EOSE1}を決定し、圧力低下値P_{LO}に加えてフィードフォワード値算出手段304へ供給する。フィードフォワード値算出手段304は、基本油圧算出手段298により算出された基本油圧P₀₀、目標圧P₀₁および学習補正值P_{EOSE1}から目標圧P₀₁を達成するためのフィードフォワード値PCTRBを算出する。調圧制御手段306は、上記フィードバック値算出手段302からのフィードバック値PFBとフィードフォワード値算出手段304からのフィードフォワード値PCTRBとに基づいて前記数式6からフィードバック制御値D₁₁を算出するとともに、前記数式7からフィードフォワード制御値D₁₁を算出し、第2ライン油圧P₁₂の安定状態であれば上記フィードバック制御値D₁₁にてリニア弁180を駆動するが、第2ライン油圧P₁₂の過渡状態であれば上記フィードフォワード制御値D₁₁にてリニア弁180を駆動する。上記調圧制御手段306は、フィードバック制御手段、フィードフォワード制御手段、および切換手段として機能している。

【0051】上述のように、本実施例によれば、切換手

段に対応するステップS5乃至S10により、トルク容量制御圧である第2ライン油圧P₁₂の安定状態ではフィードバック制御手段に対応するステップS11の実行が選択され、第2ライン油圧P₁₂の過渡状態ではフィードフォワード制御手段に対応するステップS12の実行が選択されるので、車両のアクセル操作量が変化させられた場合やCVT14の変速が実行された場合、或いは変速制御弁、ロックアップクラッチ制御弁などがデューティ駆動されているときのような外乱の大きい場合などの第2ライン油圧P₁₂の過渡状態においては、フィードフォワード制御によってトルク容量制御圧が安定的に制御される。

【0052】また、学習手段に対応するステップS13により、第2ライン油圧P₁₂の安定状態における前記数式6のフィードバック制御式の積分項の値に基づいて前記数式7のフィードフォワード制御式の学習補正值P_{EOSE1}が修正されることから、過渡時あるいは油圧センサ288の故障時において、フィードフォワード制御による第2ライン油圧P₁₂制御の精度が高められ、目標圧に近い値が好適に得られる。すなわち、数式7のフィードフォワード制御式による制御が最適化されるのである。

【0053】また、本実施例によれば、数式6のフィードバック制御式におけるフィードフォワード項に含まれる学習補正值P_{EOSE1}も学習補正されることから、基本油圧P₀₀の算出値、リニア弁180の駆動電流や出力特性、スロットル圧P₁₁、第2調圧弁102の実際の調圧値などのばらつきが吸収され、フィードバック制御による第2ライン油圧P₁₂制御も最適化される。このため、目標圧P₀₁に持たせる余裕圧が可及的に小さくでき、動力損失が好適に軽減される。本発明者の実験によれば、従来の目標圧P₀₁に比較して3kg/cm²程度低くすることができた。

【0054】因に、図14は、上記実施例による制御特性と従来の制御特性を対比して示している。図においては、アクセルペダルの戻し操作などに関連して目標圧P₀₁がステップ状に低下した場合における第2ライン油圧P₁₂の変化が示されており、制御偏差ΔPに基づくフィードバック制御による変化が破線(a)に、フィードフォワード制御による変化が実線(b)および1点鎖線(c)に、また、その実線(b)および1点鎖線(c)のフィードフォワード項にフィードバック項を加味した制御式による変化が2点鎖線(d)および3点鎖線(e)にそれぞれ示されている。図に示すように、破線(a)に示す単なるフィードバック制御による変化は目標圧P₀₁が得られるものの応答性が得られず制動時間t₁が長い。これに対して、実線(b)および1点鎖線(c)に示すフィードフォワード制御による変化の方が応答性がよいが、ばらつきが発生して目標圧P₀₁に対する精度が得られない。このばらつきは、基本油圧P₀₀の算出値のばらつき、リ

ニア弁180の駆動電流のばらつき、リニア弁180の調圧値のばらつき、第2調圧弁102の調圧値のばらつきなどに起因するものである。

【0055】上記の改良として、2点鎖線(d)および3点鎖線(e)に示すフィードフォワード項とフィードバック項とを備えた制御式による制御が考えられる。これによれば、確実に目標圧 P_{oil} が得られるが、 t_1 および t_2 に示すように制時間定時間のばらつきが発生することが避けられない。これに対し、本実施例によれば、数式6のフィードバック制御式の積分項の値に基づいて前記数式7のフィードフォワード制御式の学習補正值 P_{HSEI} が修正されることから、図14の2点鎖線(d)に示すように、応答性と制御精度がばらつきなく同時に得られるのである。

【0056】次に、本発明の他の実施例を説明する。なお、以下の実施例において前述の実施例と共通する部分には同一の符号を付して説明を省略する。

【0057】図15に示すステップS1312およびS1313が図8或いは図11に示すフローチャートの一部、たとえばステップS1311の前後に設けられてもよい。このステップS1312では故障判定が実行される。この故障判定は、3種類の判定を含むものであり、第1には、たとえば図16の(i)に示すように、たとえば図9に示す二次元マップの記憶値SRAM_α（学習補正值）の一部または全部が予め設定された上限値UGに達しているか否かを判断する。第2には、たとえば図16の(ii)に示すように、その二次元マップの記憶値SRAM_α（学習補正值）の一部または全部が予め設定された下限値LGに達しているか否かを判断する。第3には、たとえば図16の(iii)に示すように、その二次元マップの記憶値SRAM_α（学習補正值）が予め設定された上限値UGおよび下限値LGに存在しているか否かを判断する。上記第1乃至第3の判断がいずれかが肯定された場合には、ステップS1313において故障表示が行われるか、或いは診断時に備えてその故障を表すダイアグ故障コードが記憶させられる。

【0058】たとえば、上記第1の判断が肯定された場合には、リニア弁180がオン状態のままに維持されるオン故障と判定され、上記第2の判断が肯定された場合には、リニア弁180がオフ状態のままに維持されるオフ故障と判定され、上記第3の判断が肯定された場合には、リニア弁180、第2調圧弁102のスプール弁子110が固着するバルブスティック故障と判定される。なお、上記上限値UGおよび下限値LGは、前記ステップS1310における異常判断基準値よりも僅かに小さい値に設定されている。

【0059】以上、本発明の一実施例を図面に基づいて説明したが、本発明はその他の態様においても適用される。

【0060】たとえば、前述の実施例は、車両用動力伝

達装置としてCVT14が用いられた例であったが、複数の遊星歯車装置の要素を摩擦係合装置により選択的に連結させることにより複数のギヤ段を成立させる形式の自動変速機や、トラクション形式の無段変速機、自動クラッチなどであってもよいのである。

【0061】また、前述の実施例では、学習補正值 P_{HSEI} を読み出すための図9に示す二次元マップに示すように、スロットル弁開度 θ_{is} およびデューティ比 D_{it} の値に対応して記憶値SRAM_αがそれぞれ用意されているが、スロットル弁開度 θ_{is} と車速の二次元マップ、スロットル弁開度 θ_{is} と変速比 γ の二次元マップ、スロットル弁開度 θ_{is} 、デューティ比 D_{it} 、車速の三次元マップなど、スロットル弁開度 θ_{is} 、デューティ比 D_{it} 、車速SPD、変速比 γ の少なくとも1つのパラメータに対応して記憶値SRAMが用意されてもよい。

【0062】また、前述の実施例の数式6に示すフィードバック制御式は、フィードフォワード項を含んでいるが、含まないものであっても、本発明の一応の効果が得られる。

【0063】また、前述の実施例では、第2調圧弁102にスロットル圧 P_{is} および変速比 γ が作用させられることにより、図4の直線に示す基本油圧 P_{oil} が得られるように構成されていたが、変速比 γ が作用させられない形式の調圧弁であっても差し支えない。この場合の基本油圧 P_{oil} は、スロットル圧 P_{is} をパラメータとする図4の横軸に平行な複数の直線により表される。

【0064】また、前述のフィードフォワード値PCTRB（油圧換算値）は、数式6の右辺第1項、および数式7の右辺に示すように、 $(P_{oil} + P_{HSEI})$ であったが、それに所定の余裕値が加えられていてもよいし、油圧換算値をデューティ比 D_{it} に換算するための係数 α の大きさを、所定の余裕割合だけ大きく設定してもよい。

【0065】また、前述の実施例のステップS13の学習ルーチンはステップS11或いはS12の後に実行されていたが、その位置には限定されない。

【0066】また、前述の実施例では、リニア弁180を駆動する駆動電圧Dは所定のデューティ比 D_{it} のバース電圧であったが、交流成分を含まない直流電圧であってもよい。この場合には、リニア弁180を駆動するために数式6および数式7により算出される制御操作量は、駆動電圧或いは駆動電流となる。

【0067】また、前述の実施例の動力伝達装置において、複数の前進ギヤ段を有する副変速機がCVT14の前段或いは後段に設けられてもよい。この副変速機のギヤ段の切換えに際しては変速ショックを吸収するためにシフト用電磁弁をデューティ駆動する場合があるが、図8のステップS6或いはS7と同様のステップが設けられることにより、そのシフト用電磁弁がデューティ駆動

される期間はフィードフォワード制御が選択されるように制御される。

【0068】なお、上述したのはあくまでも本発明の一実施例であり、本発明はその主旨を逸脱しない範囲において種々変更が加えられ得るものである。

【図面の簡単な説明】

【図1】 本発明の主要構成を示す図である。

【図2】 本発明の一実施例の油圧制御装置が備えられた車両用動力伝達装置を示す骨子図である。

【図3】 図2の油圧制御回路の要部を詳細に示す図である。

【図4】 図3の第2調圧弁の調圧特性を示す図である。

【図5】 図3のスロットル圧の変化特性を示す図である。

【図6】 図3の変速比圧の変化特性を示す図である。

【図7】 図3のリニア弁の出力特性を示す図である。

【図8】 図3の電子制御装置の作動の要部を説明するフローチャートである。

【図9】 図8のフローチャートにおいて用いられる関係であって、図3の電子制御装置のROM内に予め記憶された二次元マップの構成を説明する図である。

【図10】 図8のステップS11のフィードバック制御ルーチンの作動を説明するフローチャートである。

【図11】 図8のステップS13の学習ルーチンの作動

を説明するフローチャートである。

【図12】 図11のステップS134の学習項参照ルーチンの作動を説明するフローチャートである。

【図13】 図3の電子制御装置の作動の要部を説明する制御ブロック線図である。

【図14】 図8に示す作動の結果得られる第2ライン油圧 P_{12} の制御特性を、従来の場合と比較して説明するタイムチャートである。

【図15】 本発明の他の実施例の作動の要部を説明するフローチャートである。

【図16】 図15の故障判定内容を詳細に説明する図である。

【符号の説明】

14 CVT（車両用動力伝達装置）

102 第2調圧弁、180 リニア弁（調圧手段）

260 電子制御装置（制御手段）

306 調圧制御手段（フィードバック制御手段、フィードフォワード制御手段、切換手段）

ステップS1 目標圧決定手段

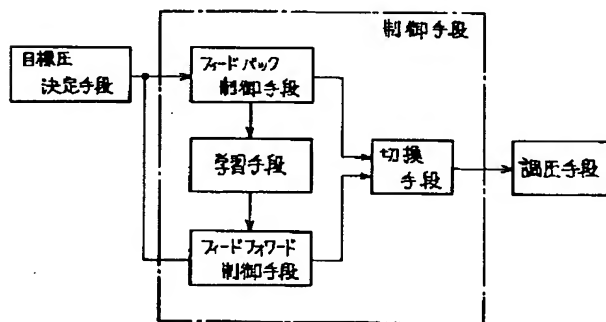
ステップS5乃至S10 切換手段

ステップS11 フィードバック制御手段

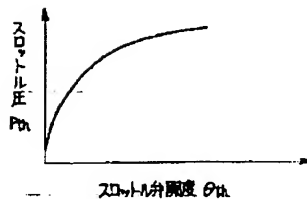
ステップS12 フィードフォワード制御手段

ステップS13 学習手段

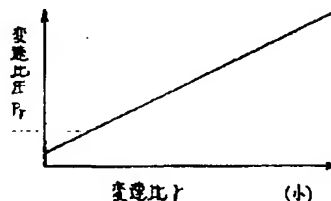
【図1】



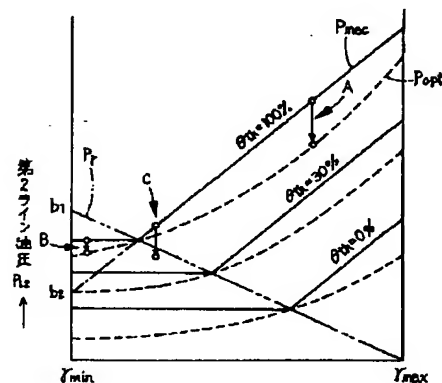
【図5】



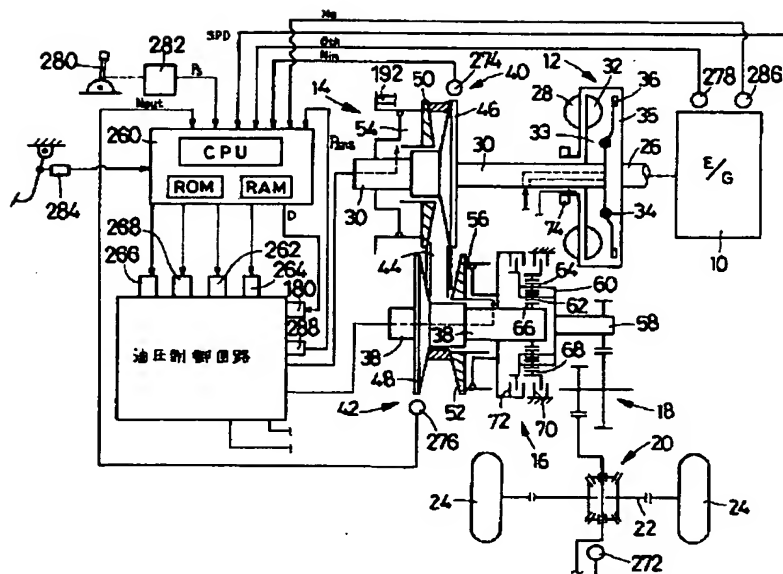
【図6】



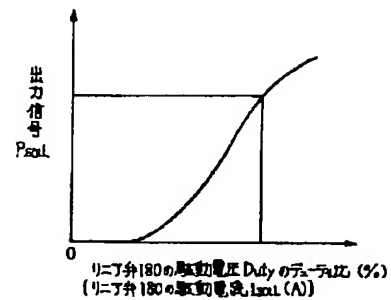
【図4】



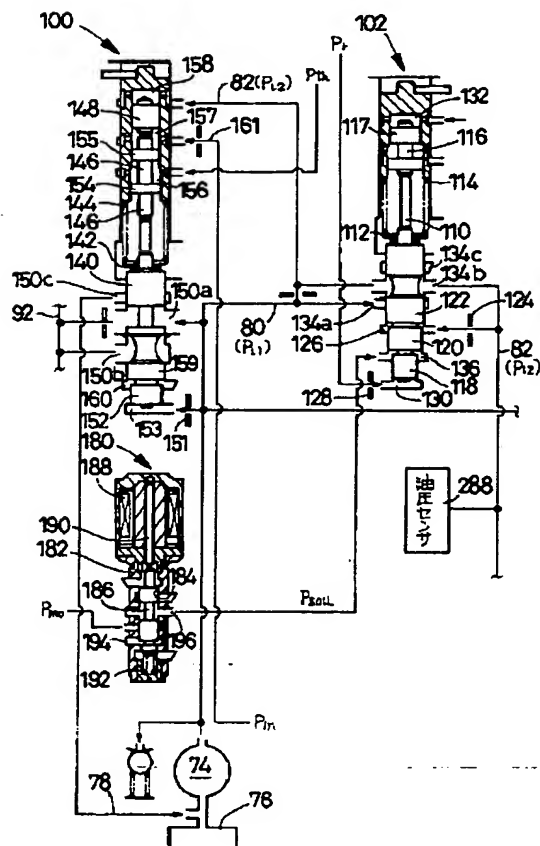
【図2】



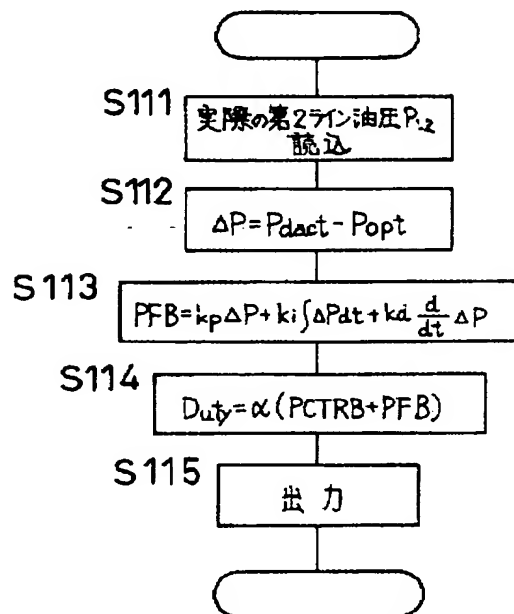
【図7】



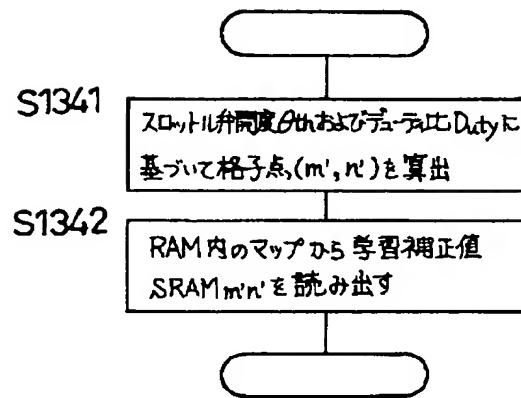
【図3】



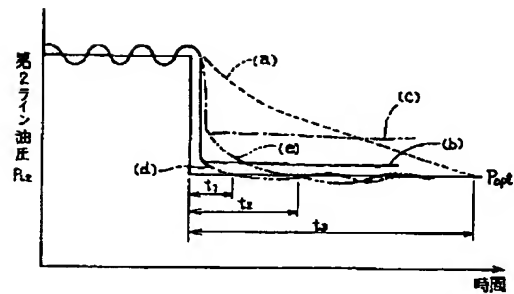
【図10】



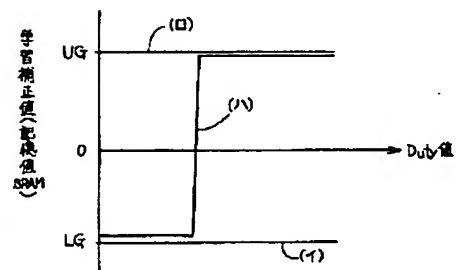
【图 1 2】



【图 14】



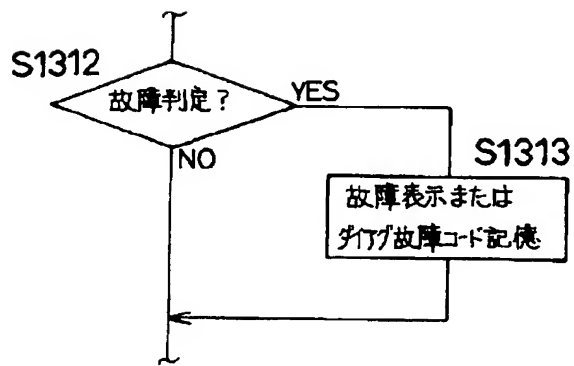
【图 16】



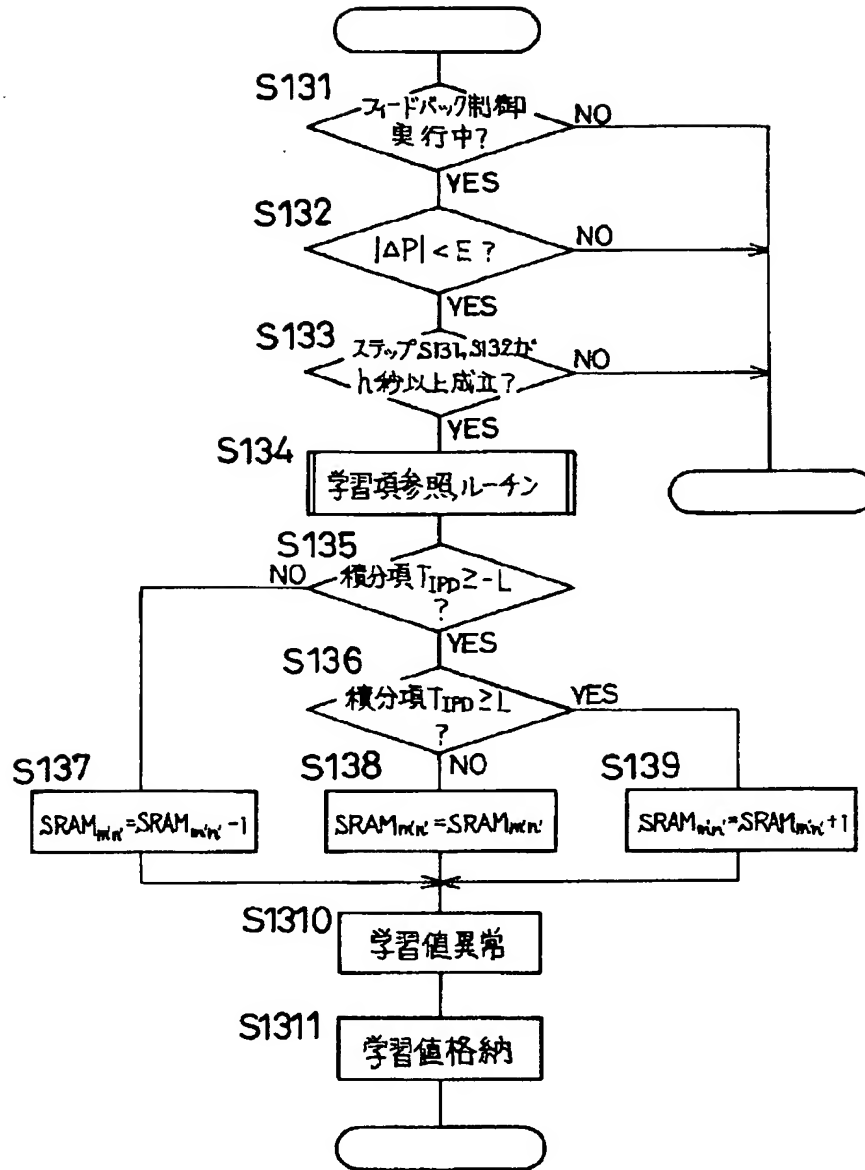
【図9】

Duty (%) $\theta_{th}(\%)$	0 ~ 10	10 ~ 20	— — —	80 ~ 90	90 ~ 100
0 ~ 7	SRAM ₁₁	SRAM ₁₂	— — —	SRAM _{1m-1}	SRAM _{1n}
8 ~ 15	SRAM ₂₁				—
15 ~ 25	SRAM ₃₁				—
—					—
—					—
—					—
—					—
80 ~ 90	SRAM _{m-11}				—
90 ~ 100	SRAM _{m1}	—	— — —	—	SRAM _{nm}

【図15】



【図11】



【図13】

